



УДК 621.438.082.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ И МОДЕЛЕЙ ТУРБУЛЕНТНОСТИ НА СТРУКТУРУ ПОТОКА И СОГЛАСОВАНИЕ РАБОТЫ СТУПЕНЕЙ В ОК ГТК-10-4

RESEARCH OF INFLUENCE OF BORDER CONDITIONS AND MODELS OF TURBULENCE ON STRUCTURE OF FLOW AND HARMONIZATION MATCHING OF STAGES IN AC GTK-10-4

Пузанова Анастасия Владиславовна (Екатеринбург, Россия) – студент кафедры “Турбины и Двигатели”, Уральский Федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина (620002, г. Екатеринбург, Мира 19).

Серков Сергей Александрович (Екатеринбург, Россия) – инженер, аспирант кафедры “Турбины и Двигатели”, Уральский Федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина (620002, г. Екатеринбург, Мира 19).

Puzanova Anastasia V., student at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia.

Serkov Sergey A., Phd Student at Department "Turbines and Engines", Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia.
E-mail: serkov.s.a@mail.ru, Ph.: +7(922)224-11-06

Аннотация: Целью данного расчетного исследования являлось изучение физики процесса течения и образования срывных зон рабочего тела в ОК при CFD-расчете. А также анализ влияния граничных условий, моделей турбулентности и вращающейся корневой части в направляющем аппарате (НА) на структуру потока и согласование работы ступеней в ОК.

Abstract: The purpose of this computational study was to study the physics of the process of flow and the formation of breakdown zones of a working fluid in an AC during CFD calculations. And also the analysis of the influence of boundary conditions, models of turbulence and the rotating root part in the directing apparatus (NA) on the flow structure and the coordination of the steps in the AC.

Ключевые слова: ГТК-10-4; к-ε; SST; осевой компрессор; численное моделирование; модель турбулентности; структура потока.

Key words: GTK-10-4; k-ε; SST; axial compressor; numerical modeling; model of turbulence; flow structure.

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день использование программ вычислительной газодинамики (CFD) при проектировании и доводке современных осевых компрессоров (ОК) позволяет значительно сократить время получения результата в отличие от эксперимента [1].

Но моделирование течения потока в лопаточном аппарате ОК включает в себя определенные сложности, связанные с расчетом турбулентных зон с неустойчивым характером течения, такими как отрыв потока с поверхности спинки пера лопатки и образование углового отрыва на торцевых поверхностях межлопаточного канала. И для того чтобы наиболее точно моделировать эти течения необходимо установить, какие параметры расчетного кода дают минимальное

отклонение результатов расчета от экспериментальных данных.

На точность расчета влияет ряд основных факторов:

- неточность воспроизведения геометрии (лопатки и меридиональные обводы);
- ошибка в задании граничных условий на входе и выходе ОК;
- математический аппарат CFD-кода.

Геометрические данные расчетной модели получают по чертежам, а граничные условия задаются исходя из эксперимента. Таким образом, основная ошибка в современном инженерном проектировании при численном моделировании заключается в алгоритме CFD-кода, то есть использовании моделей турбулентности, которые замыкают уравнения Навье-Стокса.

Одним из факторов, влияющих на вязкость потока, является торможение потока в пограничном слое. В реальных условиях пограничный слой изменяет аэродинамику профиля, что необходимо учитывать при расчете. Основным результатом образования следа за лопатками является отклонение потока от расчетного угла выхода. Стоит отметить, что все изменения свойств потока в пограничном слое переходят в следы, которые, смешиваются с основным потоком на выходе из решетки преобразуясь в потери.

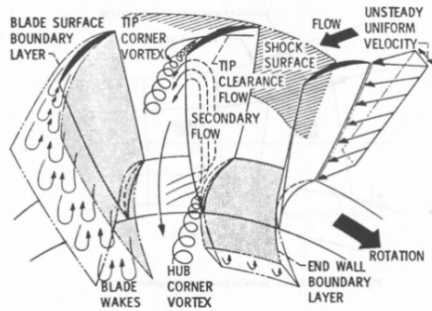


Рис. 1. Потери в осевой компрессорной ступени

Для CFD-расчета, приближенного к реальному течению потока, необходимо воспроизвести все эффекты, происходящие в реальной ступени, исходя из этого, для наиболее корректного моделирования вторичных вихревых структур важно подобрать правильное сочетание настроек, как сеточной модели, так и моделей турбулентности [2].

ПОСТАНОВКА РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования выполнены на модернизированном 10-ступенчатом ОК ГТК-10-4, который был оптимизирован в результате экспериментальных и расчётных исследований существующего осевого компрессора ГТК-10-4.

На его примере были рассчитаны 4 варианта течения рабочего тела: на моделях турбулентности k-ε и SST при вращающемся и не вращающемся корневом обводе в НА.

Расчетная модель построена с отбором, который выполнен отдельным выходным доменом, по такому же принципу построен выходной диффузор, также с целью приближения данной модели к эксперименту задан вращающийся корневой обвод в направляющих венцах (5-10 ступени). Для расчета ОК в пределах данной задачи, количество ячеек для одного расчетного домена составила порядка 250 тыс. Используемый тип осреднения на границах расчетной области между вращающейся и неподвижной областью («Stage»), который выполняет интерполяцию между сопрягающимися расчетными сетками с

учетом изменения системы координат и выполнения законов сохранения энергии.

На режимах работы ступени с устойчивой сходимостью расчета применялись следующие граничные условия: полное давление и полная температура на входе в ступень, статическое давление на выходе, а также отбор, за четвертой ступенью принимаемый как 2% от всего расхода воздуха, поступающего в ОК.

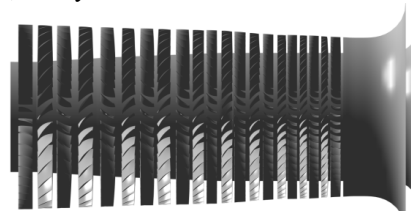


Рис. 2. Расчетная модель ОК ГТК-10-4

Критерием сходимости расчета являлась стабилизация колебаний среднеквадратичного отклонения политропного КПД ниже 1% за 50 итераций (1), при одновременном достижении значения уровня среднеквадратичных невязок 10^{-5} для параметров давления и скорости.

$$\sqrt{\left(\frac{\eta_i - \eta_{i-1}}{\eta_i} \cdot 100\%\right)^2} < 1\% \quad (1)$$

где η_i - значение политропного КПД в рассчитываемой итерационной точке η_{i+1} - значение политропного КПД соответствующее номеру предыдущей итерации.

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

Как упоминалось ранее, создание физически правильной расчетной модели ОК, в данном исследовании основано на использовании вращающейся корневой части НА, что должно привести к более достоверным результатам.

При анализе интегральных параметров, полученных в результате расчетов с одинаковыми граничными условиями, установлено, что на модели турбулентности SST разница между вращающимся и не вращающимся корневым обводом в расходе и π_k составляет 0,13%.

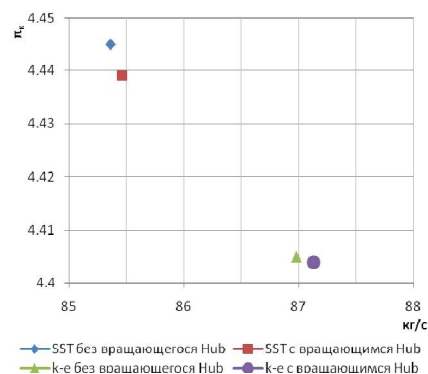


Рис. 3. Расходно-напорные характеристики рассчитанных точек

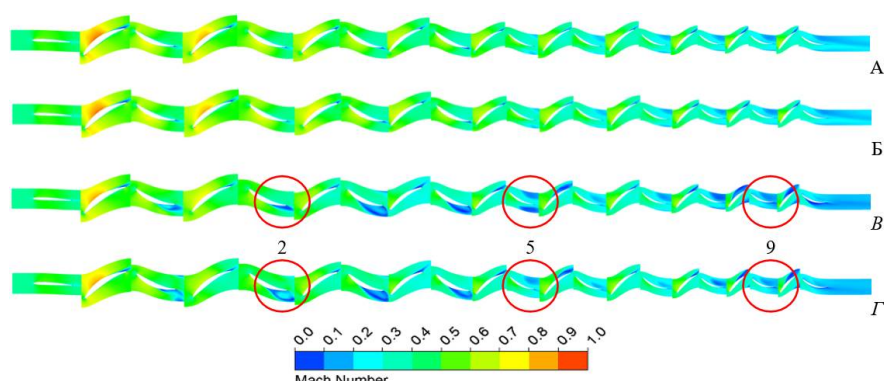


Рис. 4. Распределение чисел Маха в цилиндрическом сечении проточной части ОК у корня:
А, В – к-ε, SST не вращающийся Hub; Б, Г – к-ε, SST вращающийся Hub

На модели к-ε $\Delta G_{np}=0,17\%$, $\Delta \pi_k=0,02\%$. Точки, рассчитанные с использованием вращающейся втулки в направляющих лопатках 5-10 ступени, находятся ниже по издроме. Причины, повлиявшие на данные погрешности, рассмотрены далее.

Рассмотрим распределение числа Маха в межлопаточном канале на расстоянии 5% от корня (Рисунок 4). Как упоминалось выше, использование модели турбулентности к-ε не дает достаточной точности при моделировании течений с отрывом, а также не учитывает такие локальные эффекты, как вторичные течения, вызванные анизотропией турбулентности в каналах, кроме этого нет видимого влияния на поток при применении вращающегося корневого обвода. Подтверждение этого мы можем наблюдать из рисунков 4А и 4Б.

Известно, что модель турбулентности SST более чувствительна к отрыву от гладких поверхностей в пограничном слое, что подтверждается рисунками 4В и 4Г. Причем, если верхняя часть корневой полки у НА не вращается, то в корне образуются вихревые структуры. Но данная постановка задачи физически не верна, так как в реальности корень у НА вращается. При правильной постановке задачи, то есть при задании вращения корневой поверхности в НА, вихрь из радиального зазора размывается, при этом у обандаженных НА вихрь становится больше на 3,5 % (Рисунок 5).

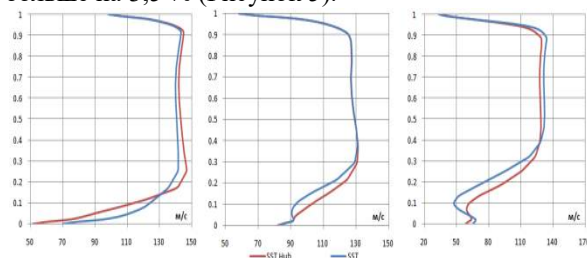


Рис. 5. Распределение осевой составляющей абсолютной скорости по высоте за НА: А – 2-ой; Б – 5-ой; 9-ой ступенями на модели турбулентности SST (Hub – вращение)

При рассмотрении локального распределения осевой составляющей скорости по высоте на модели SST за НА картина течения соответствует рисункам 4В, 4Г. Вращение втулки в домне НА ускоряет поток в корне, в результате чего происходит размытие вихря в корневой зоне (ядро потока увеличивается в размерах). Визуально данные графики представлены на рисунке 6, из которого можем наблюдать, как при задании вращения корневого обвода в НА 5-10 ступеней, на первых обандаженных НА увеличивается вихрь (рисунок 6А-2), что связано с интенсивностью турбулентности в корне.

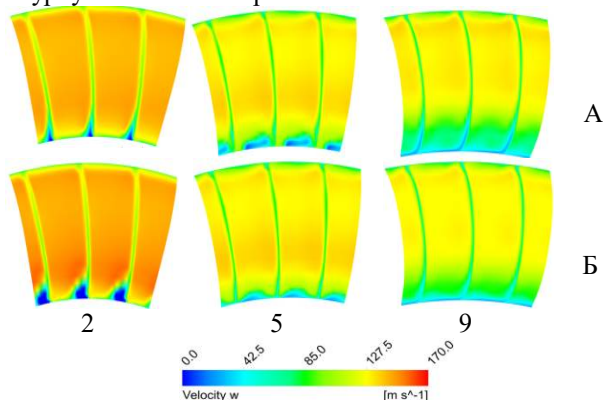


Рис. 6. Распределение осевой скорости на модели турбулентности SST по поверхности на выходе из НА: А – не вращающийся Hub; Б - вращающийся Hub (2, 5, 9 – номер ступени)

Данный показатель - интенсивность турбулентности, являющийся мерой пульсаций в данной точке потока, рассчитывается по формуле (2).

$$T_i = \frac{\sqrt{\frac{2}{3} E_{\text{кин. потока}}}}{C_{\text{ср. массов.}}} \cdot 100\% \quad (2)$$

Рассмотрим распределение интенсивности турбулентности по высоте за НА (Рисунок 7).

Вблизи поверхности интенсивность турбулентного перемешивания увеличивается, достигая 25% у корня, а в ядре потока составляет порядка 2-3%. Существенное отличие в

турбулизации вихря за 2-ым НА, разница составляет около 10%, что связано с углом атаки, а также закруткой следом за предыдущей решеткой. Вследствие этого зона перехода пограничного слоя в поток средней части межлопаточного канала увеличилась.

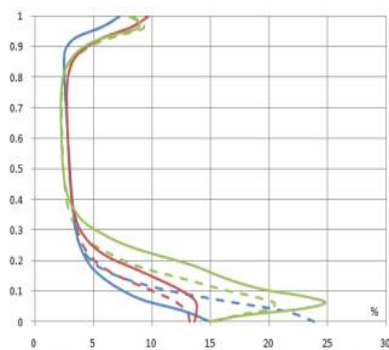


Рис. 7. Распределение интенсивности турбулентности по высоте за НА на модели турбулентности SST (2, 5, 9 – номер ступени; Hub – вращение)

Оценка нарастания пограничного слоя представлена на рисунке 8, из которого установлено, что добавление в расчетную модель вращающегося корневого обвода увеличивает ядро потока на последних ступенях, но отрицательно влияет на первые ступени. Срыв с обондаженных НА увеличивается, что отрицательно сказывается на их работе.

Характер кривых на графике распределения C_a (Рисунок 9) соответствует друг другу, причем на модели k-ε они совпадают. Модель турбулентности SST дает несколько отличные результаты, разница между расчетами с вращающимся и не вращающимся корневым обводом в среднем составляет 1, 5%.

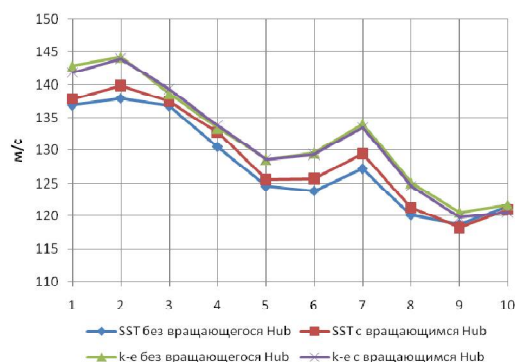


Рис. 9. Распределение осевой составляющей абсолютной скорости по ступеням ОК ГТК-10-4

Из уравнения неразрывности (3) соотношение в загромождении канала на модели турбулентности SST:

$$C_{1a}\rho_1F_1 = C_{2a}\rho_2F_2 \quad (3)$$

где 1 - с не вращающимся, а 2 - с вращающимся корнем.

Установлено, что степень загромождения канала, то есть отношение площадей проходного сечения канала при вращающемся корневом обводе к не вращающемуся в среднем составляет 0,88. Это так же подтверждает то, что при задании вращающейся втулки вихрь размывается и пропускная способность (ядро потока) проточной части ОК увеличивается, что мы можем наблюдать из рисунка 3. Это является одной из причин того, что увеличение расхода влечет за собой снижение π_k , так как точка становится ниже по изодроме.

По уравнению Эйлера (4) напор возрастает вместе с расходной составляющей C_a и $Vctg\beta$, то есть с углом поворота в решетке РК.

$$H_{cm} = UC_a(ctg\beta_1 - ctg\beta_2) \quad (4)$$

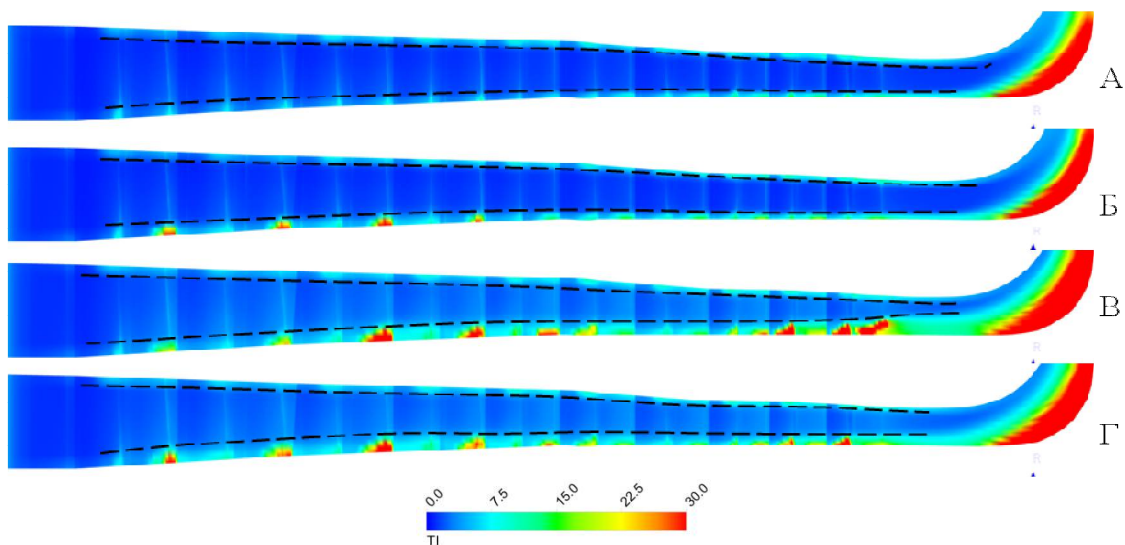


Рис. 8. Распределение интенсивности турбулентности в меридиональном сечении: А, В – k-ε, SST не вращающийся Hub; Б, Г – k-ε, SST вращающийся Hub

Характер распределения работы (рисунок 10) при изменении структуры течения качественно соответствует друг другу, но на модели SST в пиковых значениях имеются расхождения в расчетах с вращающимся и не вращающимся корневым обводом. Это может быть связано как с расхождением в осевой проекции скорости между собой, так и «накоплению» ошибок в углах атаки, что в свою очередь влияет на согласование работы ступеней. Трудности согласования ступеней связаны, главным образом, с развитием пристенного слоя на стенках кольцевого канала проточной части (Рисунок 8).

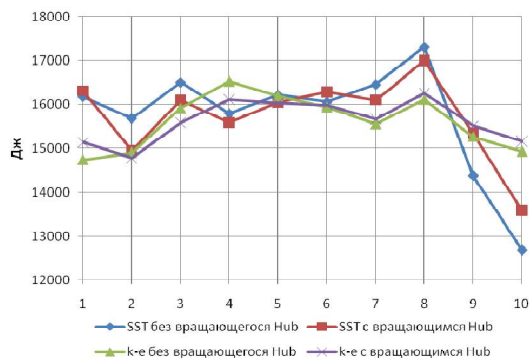


Рис. 10. Распределение работы по ступеням ОК ГТК-10-4

В первых ступенях ОК пристенный слой на ограничивающих поверхностях занимает незначительную часть площади канала, однако, по мере продвижения по ступеням, возникает существенное искажение полей полного давления и скорости и уровень неравномерности входного поля полного давления может достигать более 12-17% по длине лопатки. Пристенный слой приводит к потерям у втулки и корпуса, но еще более серьезные последствия связаны с загромождением проточной части компрессора.

На модели турбулентности k-ε наблюдается более равномерное распределение работы по ступеням. В первой и в последних ступенях работа заметно снижена по сравнению с работой, приходящейся на каждую из средних ступеней, что приводит к повышенным запасам по углам атаки в первых ступенях. Противоположную картину можем наблюдать на модели турбулентности SST, для ее более детального анализа необходимо рассмотреть углы атаки/отставания (Рисунок 13).

При значительном увеличении угла атаки возникает отрыв потока на спинках лопаток. Отрыв уменьшает эффективное сечение и диффузорность межлопаточных каналов, в результате чего торможение потока и степень повышения давления резко снижаются, что также приводит к снижению расхода (Рисунок 3).

По уравнению Эйлера (5) работа ступени зависит от окружных проекций скоростей, которые в свою очередь зависят от углов.

$$H = U \cdot (C_{2u} - C_{1u}) = U \cdot (W_{1u} - W_{2u}) \quad (5)$$

Из анализа рисунка 11 установлено, что положительные углы атаки, преимущественно в корне, на первых ступенях, с добавлением вращающегося корневого обвода, приводят к незначительному снижению работы. Обратный эффект происходит в 9-ой ступени, из-за увеличения β_2 , увеличивается работа с вращающимся корнем, в отличие от не вращающегося. Подтверждение данных заключений отображены на рисунке 10. В целом, на модель турбулентности k-ε значительного влияния вращающийся меридиональный обвод не оказывает, что связано с неспособностью этой модели моделировать отрывные и вторичные течения.

При анализе рассчитанных результатов на модели SST резкое уменьшение работы приходится на 2-ую ступень, причем из рисунков 12А и 12Б следует, что меньшее значение работы приходится на расчетную модель ОК с применением вращающейся верхней части корневой полки НА. Это связано с меньшим углом β_1 и соответственно с меньшей C_{1u} , а также обратной зависимостью с β_2 .

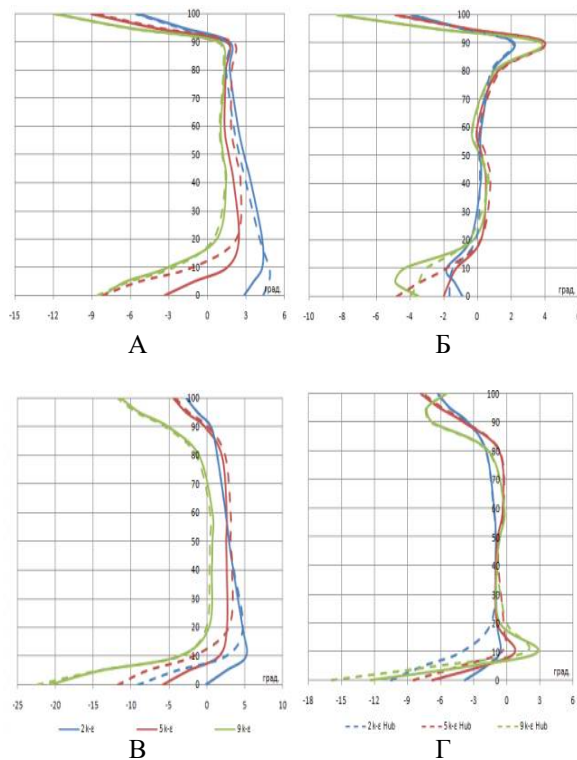


Рис. 11. Распределение углов атаки/отставания по высоте на модели турбулентности k-ε: А – на входе в РК; Б – за РК; В – перед НА; Г – за НА (2, 5, 9 – номер ступени; Hub – вращение)

Аналогичная зависимость на 9-ой ступени: β_1 увеличивается, а β_2 снижается, преимущественно в корне, как следствие - большая работа приходится на модель с вращающимся корневым обводом (Рисунок 10).

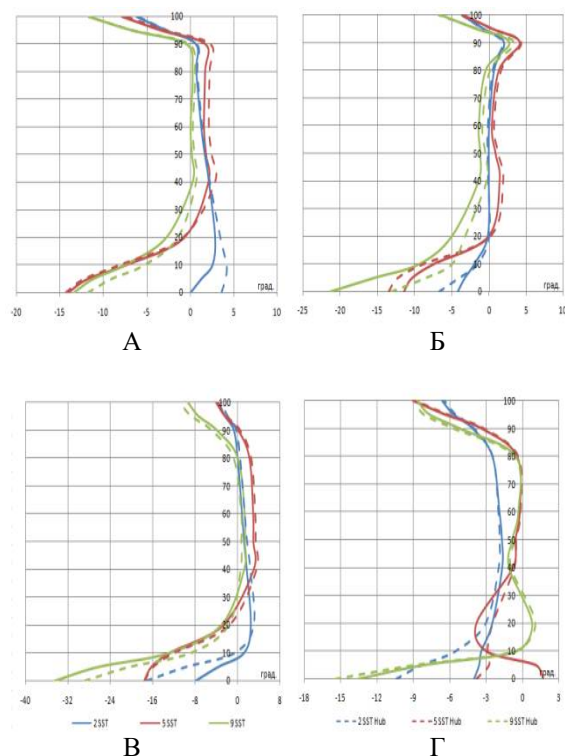


Рис. 12. Распределение углов атаки/отставании по высоте на модели турбулентности SST: А – на входе в РК; Б – за РК; В – перед НА; Г – за НА (1, 2, 5, 9 – номер ступени; Hub – вращение)

Как видно, из распределения углов в НА по высоте, значительных отличий между расчетами нет, а влияние на РК связано с перетечками рабочего тела через радиальный зазор, которые получены с помощью модели турбулентности SST, а также их диссипацией (Рисунок 6), при добавлении вращающегося корня.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО СТАЦИОНАРНОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ ТЕЧЕНИЯ ПОТОКА

Таким образом, можно сделать вывод о том, что при использовании модели турбулентности k-ε перетечки через радиальный зазор моделируются не точно, а задание вращающегося Hub не вносит

заметных изменений в расчет. Модель турбулентности SST моделирует перетечки вихревых структур при не вращающемся Hub, но эта расчетная модель неверна. При правильном задании, то есть добавлении вращающегося Hub вихрь размывается, и картина становится физически не правильной. Интенсивность турбулентности в ядре потока составляет порядка 2-3% так как там нет перемешивания вихревых структур, а в зоне радиального зазора, с не вращающимся Hub, турбулизация активная, поток перемешивается с потоком из радиального зазора. Следовательно, для того, чтобы учитывать вихрь нужно искусственно вводить дополнительную турбулизацию потока в каждом домене, а не только на входе как это делает ANSYS.

Это находит свое подтверждение в статье John D Denton [3], где говорится о том, что в расчетной модели КС при интенсивности турбулентности 2% нет перемешивания в середине потока, а при введении дополнительной турбулизации 6% оно есть, что соответствует действительности.

Данные вариации могут возникнуть при продувке компрессора (любой лопаточной машины), их стоит принимать во внимание, так как они показывают варианты течения потока, нужно учиться задавать такую расчетную модель, которая будет давать результаты максимально близкие к экспериментальным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Инженерно-технический журнал «ANSYS Advantage. Русская редакция» издается с октября 2005 г. компанией ЗАО «КАДФЕМ Си-Ай-Эс» и является официальным печатным изданием компании ANSYS, Inc. [Электронный ресурс] (<http://www.ansysolutions.ru>)
2. Пугачев П.В. Расчет и проектирование лопатных гидромашин. Расчет вязкого течения в лопатных гидромашинках с использованием пакета ANSYS CFX : учеб. пособие / П.В. Пугачев, Д.Г. Свобода, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. -120 с.
3. SOME LIMITATIONS OF TURBOMACHINERY CFD, John D Denton, Whittle Laboratory Cambridge, UK /Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air June 14-18, 2010, Glasgow, UK.